

УДК 621.822

**ВЛИЯНИЕ ПОГРЕШНОСТИ ЗАЗОРА НА ХАРАКТЕРИСТИКИ
ГИДРОСТАТИЧЕСКИХ ПОДШИПНИКОВ****Касьянова Л.В.****Научный руководитель – к.т.н., доцент Секацкий В.С.*****Сибирский федеральный университет, г. Красноярск***

Традиционные гидростатические подшипники с дросселями постоянного сопротивления в настоящее время достаточно хорошо изучены. В литературе приводятся аналитические зависимости для расчета их основных характеристик, необходимых при проектировании шпиндельного узла. К ним относятся расход смазки через подшипник, несущая способность подшипника, жесткость и др. Исходными величинами при проектировании являются давление нагнетания смазки, её вязкость, геометрические размеры подшипника и толщина смазки в несущем слое, обусловленном зазором h_0 между подвижной и неподвижной частями гидростатического подшипника.

При изготовлении деталей и сборки шпиндельного узла с гидростатическими подшипниками одной из основных проблем становится обеспечение зазора h_0 , так как его величина определяется десятками микрон, что соизмеримо с допусками на размеры подшипников по 6 – 7 квалитетам точности. Конструктор в рабочей документации, как правило, указывает, что зазор обеспечить по месту. Обоснованные рекомендации по допустимым отклонениям зазора в литературе отсутствуют.

Исследования влияния погрешности зазора на расход смазки и несущую способность приведены на примере упорного замкнутого гидростатического подшипника, схема которого приведена на рис. 1.

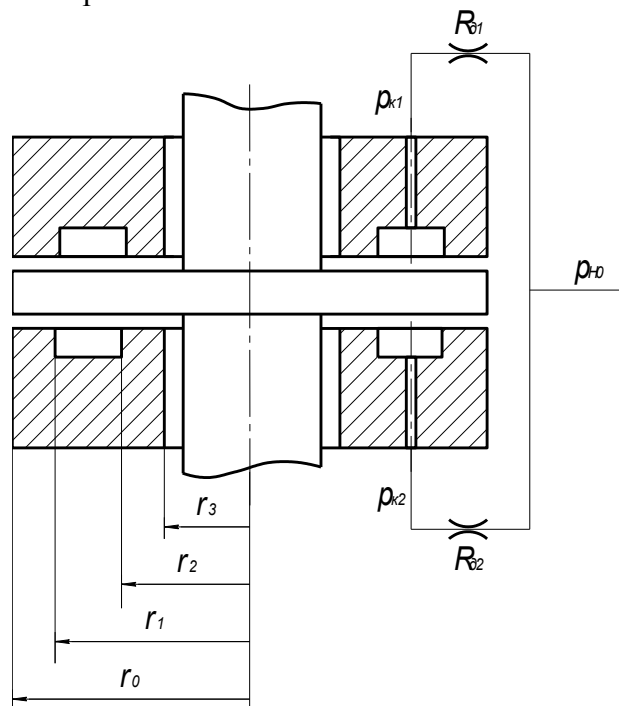


Рис. 1. Замкнутый гидростатический подшипник

Математическая модель такого гидростатического подшипника представляет баланс расходов смазки через несущий слой подшипника и соответствующий дроссель постоянного сопротивления и баланс сил, действующих на подвижную часть подшипника. В безразмерной форме математическая модель представлена следующей систе-

мой уравнений:

$$\begin{cases} P_{k1} \cdot H_1^3 \cdot K_Q = \frac{1 - P_{k1}}{R_{dp}} \\ P_{k2} \cdot H_2^3 \cdot K_Q = \frac{1 - P_{k2}}{R_{dp}} \\ (P_{k1} - P_{k2}) S_K = F \end{cases} \quad (1)$$

где P_{k1}, P_{k2} – давления в карманах подшипника;

H_1, H_2 – толщины несущего слоя смазки;

F – безразмерная сила, действующая на подшипник и уравновешиваемая несущей способностью W подшипника;

K_Q – безразмерный коэффициент, характеризующий геометрические параметры подшипника:

$$K_Q = -\frac{\pi}{6} \left[\frac{1}{\ln R_1} + \frac{1}{\ln(R_3 / R_2)} \right],$$

S_k – эффективная площадь подшипника:

$$S_k = 0.5 \left[\frac{R_1^2 - R_0^2}{\ln R_1} - \frac{R_2^2 - R_3^2}{\ln(R_2 / R_3)} \right],$$

R_d – сопротивление дросселя:

$$R_d = \frac{1 - P_{k0}}{P_{k0} K_Q},$$

где P_{k0} – давление в кармане в момент настройки подшипника.

Смысл остальных параметров ясен из рис. 1.

При исследовании считаем, что все параметры, кроме толщины несущего слоя смазки H_1 и H_2 находятся в статическом режиме и соответствуют своим номинальным значениям. Сопротивление дросселя определено на стадии проектирования подшипника при номинальном значении толщины слоя $H_1 = H_2 = 1$.

При действии на подвижную часть подшипника нагрузки действительная величина зазоров равна:

$$H_1 = 1 - \varepsilon; \quad H_2 = 1 + \varepsilon,$$

где ε – смещение подвижной части подшипника под действием нагрузки.

Погрешность изготовления и монтажа подшипника приводит к дополнительному изменению (увеличению или уменьшению) толщины слоя на величину ΔH . Тогда зазоры можно представить как:

$$H_1 = 1 - \varepsilon \pm \Delta H; \quad H_2 = 1 + \varepsilon \pm \Delta H. \quad (2)$$

Решая систему уравнений (1) с учетом (2) получим зависимость расхода смазки Q через подшипник и несущую способность W от погрешности зазора ΔH :

- несущая способность:

$$W = (P_{k1} - P_{k2})S_k$$

где P_{k1} и P_{k2} выведены из системы уравнений соответственно:

$$P_{k1} = \frac{1}{1 + (1 + \Delta H_{нозр} - \varepsilon)^3 \cdot K_Q \cdot R_{\partial p}}; \quad P_{k2} = \frac{1}{1 + (1 + \Delta H_{нозр} + \varepsilon)^3 \cdot K_Q \cdot R_{\partial p}}$$

- расход:

$$Q = Q_1 + Q_2$$

$$\text{где } Q_1 = P_{k1} \cdot (1 + \Delta H - \varepsilon)^3 \cdot K_Q; \quad Q_2 = P_{k2} \cdot (1 + \Delta H + \varepsilon)^3 \cdot K_Q$$

При исследовании были приняты следующие стационарные параметры $R_0=1$; $R_1=0,9$; $R_2=0,8$; $R_3=0,7$. Смещение ε подвижной части от внешней нагрузки варьировалось от 0 до 0,7, а погрешность зазора от -0,7 до 0,7.

Результаты расчета представлены на рис. 2 и 3. Из графиков видно, что изменение зазора от номинального значения в пределах от -10% до $+10\%$ приводит к изменению несущей способности от 8 до 20% в зависимости от величины нагрузки, а такое же изменение зазора приводит к изменению расхода смазки до 50%.

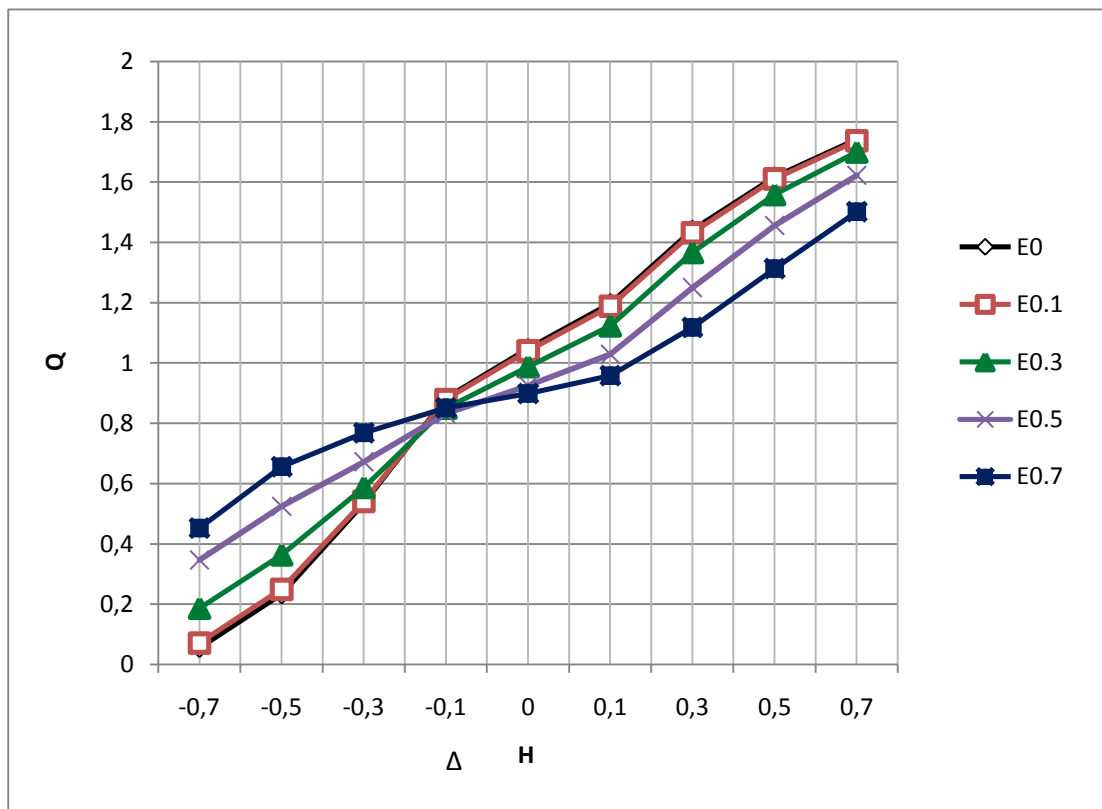


Рис. 2. Зависимость расхода смазки Q от погрешности зазора ΔH подшипника

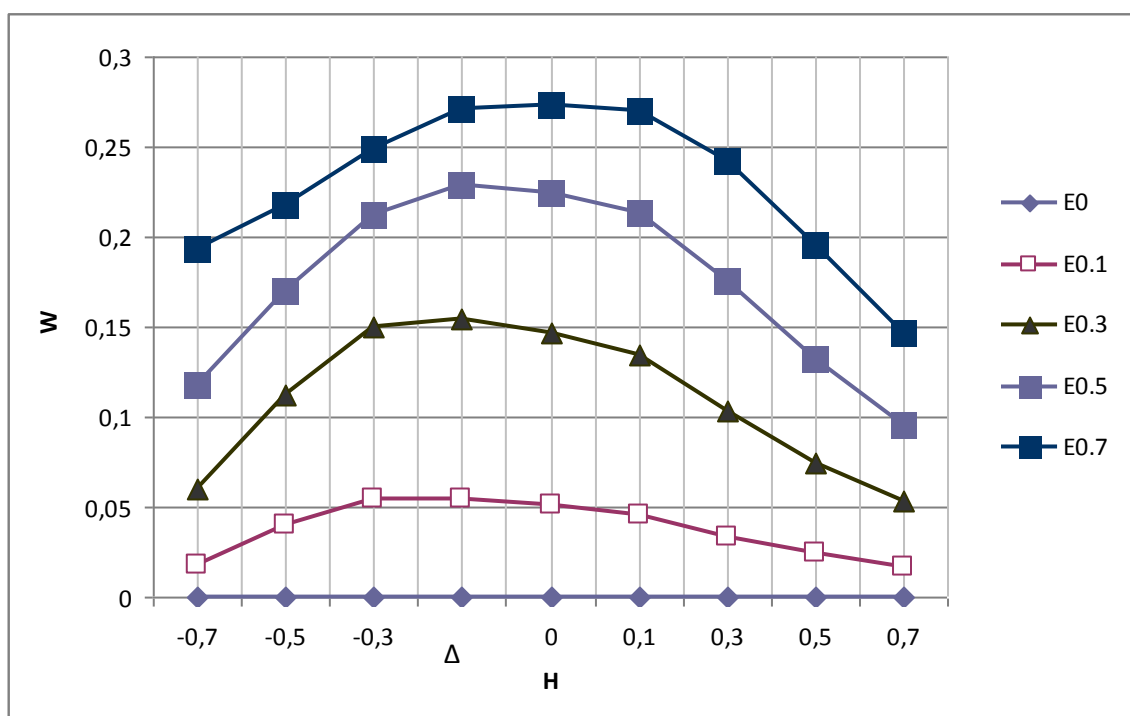


Рис. 3. Зависимость несущей способности W от погрешности зазора ΔH подшипника

Учитывая, что лимитирующим параметром для гидростатических подшипников является несущая способность, то можно нормировать допустимое отклонение толщины слоя смазки от номинального положения в пределах $\pm 10\%$. Изменение расхода при этом необходимо учитывать при выборе гидростанции.

При переходе к размерным параметрам через их безразмерные коэффициенты:

$$h = H \cdot h_0; \quad p_k = P_k \cdot p_H; \quad P_H = p_H; \quad r_i = R_i \cdot r_0;$$

$$q = \frac{Q \cdot h_0^3 \cdot p_H}{\mu}; \quad w = W \cdot \pi \cdot r_0^2 \cdot p_H,$$

где p_H - давление нагнетания смазки,
 μ - вязкость смазки.

получим, что в подшипнике с параметрами $r_0=36$ мм; $r_1=32$ мм; $r_2=29$ мм; $r_3=25$ мм предельное отклонение зазора составляет ± 2 мкм, т.е. $h_0 = 20 \pm 2$. Такое изменение зазора при $\varepsilon = 0,5$ приведет к изменению расхода на $0,135 \cdot 10^{-5}$ л/мин (11%), а изменение несущей способности составит 92 Н (21%).